

PAT-NO: JP402102953A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 02102953 A
TITLE: SPEED CHANGE GEAR FOR AUTOMATIC TRANSMISSION
PUBN-DATE: April 16, 1990

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

ASADA, TOSHIYUKI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

TOYOTA MOTOR CORP

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP63256564

APPL-DATE: October 12, 1988

INT-CL (IPC): F16H003/66

US-CL-CURRENT: 475/271

ABSTRACT:

PURPOSE: To enhance the power characteristic by using one set of double pinion type planetary and two sets of single pinion type planetary gearing devices, and by furnishing six detaining devices.

CONSTITUTION: Existing invention is equipped with two sets of single pinion type planetary gearing devices 1, 2 and one set of double pinion type planetary gearing device 3. A carrier 1C and two ring gears 2R, 3R are coupled together, and also a ring gear 1R and sun gear 2S together, and carriers 2C, 3C consolidatedly. Also six detaining devices are coupled, i.e. three clutching means K1-K3 and three braking means B1-B3. Thereby seven speed change

positions are obtained as given on the attached table, and the gear ratio at the overdrive position can be set to as high a value as 0.72 favorable in practical application, which makes it possible to enhance the rate of fuel consumption and quietness while the power characteristic is maintained and the engine revolving speed in high speed operation suppressed.

COPYRIGHT: (C)1990,JPO&Japio

⑫ 公開特許公報(A)

平2-102953

⑤ Int. Cl.³

識別記号

庁内整理番号

④ 公開 平成2年(1990)4月16日

F 16 H 3/66

B

7331-3J

審査請求 未請求 請求項の数 2 (全25頁)

⑥ 発明の名称 自動変速機用歯車変速装置

⑦ 特 願 昭63-256564

⑧ 出 願 昭63(1988)10月12日

⑨ 発 明 者 浅 田 壽 幸 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

⑩ 出 願 人 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地

⑪ 代 理 人 弁理士 渡辺 丈夫

明 細 書

1. 発明の名称

自動変速機用歯車変速装置

2. 特許請求の範囲

(1) 第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤおよび第1リングギヤに啮合するピニオンギヤを保持する第1キャリアと、前記第1リングギヤに連結された第2サンギヤと、その第2サンギヤと同心状に設けられかつ第1キャリアに連結された第2リングギヤと、前記第2サンギヤおよび第2リングギヤに啮合するピニオンギヤを保持する第2キャリアと、第2キャリアに保持されたピニオンギヤと一体の外ピニオンギヤもしくは第2リングギヤに連結された他のリングギヤに啮合する外ピニオンギヤおよびその外ピニオンギヤに啮合する内ピニオンギヤのうちの内ピニオンギヤに啮合しかつ前記第2リングギヤもしくは前記他のリングギヤと同心状に設けられた第3サンギヤと、第2キャリアもしくは該第2キャリアと一体でかつ前記外ピニオンギヤと内ピニオンギヤと

を保持する他のキャリアに対して連結された出力軸と、入力軸と、その入力軸と互いに連結された第1リングギヤおよび第2サンギヤとを選択的に連結する第1クラッチ手段と、入力軸と第3サンギヤとを選択的に連結する第2クラッチ手段と、入力軸と第1サンギヤとを選択的に連結する第3クラッチ手段と、互いに連結された前記第1キャリアおよび第2リングギヤもしくは他のリングギヤの回転を選択的に止める第1ブレーキ手段と、第3サンギヤの回転を選択的に止める第2ブレーキ手段と、第1サンギヤの回転を選択的に止める第3ブレーキ手段とを具備していることを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

(2) 第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤおよび第1リングギヤに啮合するピニオンギヤを保持する第1キャリアと、前記第1リングギヤに連結された第2サンギヤと、その第2サンギヤと同心状に設けられかつ第1キャリアに連結された第2リングギヤと、前記第2サンギヤおよび第2リングギヤに啮合するピニオンギヤを保

持する第2キャリアと、第2キャリアに保持されたピニオンギヤと一体の外ピニオンギヤもしくは第2リングギヤに連結された他のリングギヤに噛合する外ピニオンギヤおよびその外ピニオンギヤに噛合する内ピニオンギヤのうちの内ピニオンギヤに噛合しかつ前記第2リングギヤもしくは前記他のリングギヤと同心状に設けられた第3サンギヤと、第2キャリアもしくは該第2キャリアと一体でかつ前記内ピニオンギヤおよび外ピニオンギヤを保持する他のキャリアに対して連結された出力軸と、入力軸と、その入力軸と互いに連結された第1リングギヤおよび第2サンギヤとを選択的に連結する第1クラッチ手段と、入力軸と互いに連結された第1キャリアおよび第2リングギヤならびに他のリングギヤとを選択的に連結する第2クラッチ手段と、入力軸と第1サンギヤとを選択的に連結する第3クラッチ手段と、互いに連結された前記第1キャリアおよび第2リングギヤもしくは他のリングギヤの回転を選択的に止める第1ブレーキ手段と、第3サンギヤの回転を選択的に

止める第2ブレーキ手段と、第1サンギヤの回転を選択的に止める第3ブレーキ手段とを具備していることを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。
3. 発明の詳細な説明

産業上の利用分野

この発明は車両用の自動変速機において使用される歯車変速装置に関し、特に三組の遊星歯車を組合せて構成した歯車変速装置に関するものである。

従来の技術

周知のように遊星歯車はサンギヤとリングギヤとこれらに噛合するピニオンギヤを保持するキャリアとの三要素を有し、そのいずれかの要素を入力要素とするとともに、他のいずれかを出力要素とし、さらに残る他の部材を固定することにより、入力された回転を増速し、もしくは正転減速し、あるいは反転減速して出力することができ、したがって従来一般には、複数の遊星歯車を組合せて自動変速機用の歯車変速装置を構成している。その場合、遊星歯車の組合せ方や、遊星歯車のギヤ

比(サンギヤとリングギヤとの歯数の比)の値、さらにはシングルピニオン型遊星歯車を用いるかダブルピニオン型遊星歯車を用いるかなどによって、得られる変速比が多様に変わるが、その全ての組合せが実用し得るものではなく、車両への搭載性、製造の可能性、変速特性、要求される動力性能などの諸条件から実用の可能性のある歯車列は限定される。換言すれば、遊星歯車列は、遊星歯車の組合せやギヤ比の設定の仕方によって膨大な数の構成が可能であるために、車両用の自動変速機として要求される諸条件を満たすものを創作することには多大の困難を伴う。

従来、このような背景の下に案出された多数の歯車変速装置が提案されており、そのうち三組の遊星歯車を使用した装置が、例えば特開昭51-17767号公報、同51-48062号公報、同51-108168号公報、同51-108170号公報、同51-127968号公報に記載されている。

発明が解決しようとする課題

しかるに特開昭51-17767号公報、同51-48062号公報、同51-108168号公報、同51-108170号公報にそれぞれ記載された装置は、一組のダブルピニオン型遊星歯車と二組のシングルピニオン型遊星歯車とを組合せて構成したものであるが、これらいずれの装置でも、変速比が“1”以下のオーバードライブ段を設定することができず、また前進第1速から第2速への変速、および第2速から第3速への変速の際に、二つのクラッチおよびブレーキに係合状態から解放状態に、もしくは解放状態から係合状態に切換える必要があり、すなわち合計三つもしくは四つの係合手段を切換え動作させる必要があり、そのため変速ショックが悪化し、あるいは変速ショックを低減するためには複雑な制御を必要とするなどの問題がある。これに加え、各変速段での変速比が等比級数的に並んでいず各変速比同士の比率のバラツキが大きいために、変速の前後でのエンジンの回転数が大きく変化し、その結果、運転しにくいものとなるなどのおそれがあっ

た。

さらに特開昭51-127968月公報に記載された装置は、上記の各装置と同様に二組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のダブルピニオン型遊星歯車とを組合せて構成したものであるが、この装置では、変速比が“1”以下のオーバードライブ段を設定できないために、リヤディファレンシャルギヤなどの最終減速機の減速比が限定されている場合には、燃費の改善や高速走行時の静粛性の向上を図ることが困難であるうえに、一組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のダブルピニオン型遊星歯車とからなる歯車列における出力要素を、他の一組のシングルピニオン型遊星歯車のリングギヤに連結した構成を基本構成としているから、変速比を“1”に設定する場合、三つのクラッチを係合させる必要があり、その結果、変速制御が複雑化するおそれがあった。

このように従来の装置では、自動変速機用歯車変速装置として要求される諸条件のうちのいずれかの条件を十分に満しては、そのために制御が

複雑になったり、変速ショックが悪化したり、さらには運転しにくいものとなるなどの不都合を生じさせる問題があった。

この発明は上記の事情を背景としてなされたもので、変速ショックを容易に低減でき、また変速制御が容易であり、さらに動力性能にすぐれ、かつ構成が簡単であるなどの自動変速機に求められる複合した諸条件を共に満すことのできる自動変速機用歯車変速装置を提供することを目的とするものである。

課題を解決するための手段

この出願の各発明は以下の構成により上記の目的を達成するものである。すなわち特許請求の範囲の請求項1に記載した発明は、第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤおよび第1リングギヤに啮合するピニオンギヤを保持する第1キャリアと、前記第1リングギヤに連結された第2サンギヤと、その第2サンギヤと同心状に設けられかつ第1キャリアに連結された第2リングギヤと、前記第2サンギヤおよび第2リングギヤに啮

合するピニオンギヤを保持する第2キャリアと、第2キャリアに保持されたピニオンギヤと一体の外ピニオンギヤもしくは第2リングギヤに連結された他のリングギヤに啮合する外ピニオンギヤおよびその外ピニオンギヤに啮合する内ピニオンギヤのうちの内ピニオンギヤに啮合しかつ前記第2リングギヤもしくは前記他のリングギヤと同心状に設けられた第3サンギヤと、第2キャリアもしくは該第2キャリアと一体でかつ前記外ピニオンギヤと内ピニオンギヤとを保持する他のキャリアに対して連結された出力軸と、入力軸と、その入力軸と互いに連結された第1リングギヤおよび第2サンギヤとを選択的に連結する第1クラッチ手段と、入力軸と第3サンギヤとを選択的に連結する第2クラッチ手段と、入力軸と第1サンギヤとを選択的に連結する第3クラッチ手段と、互いに連結された前記第1キャリアおよび第2リングギヤもしくは他のリングギヤの回転を選択的に止める第1ブレーキ手段と、第3サンギヤの回転を選択的に止める第2ブレーキ手段と、第1サンギヤ

の回転を選択的に止める第3ブレーキ手段とを具備していることを特徴とするものである。

また請求項2に記載した発明は、第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤおよび第1リングギヤに啮合するピニオンギヤを保持する第1キャリアと、前記第1リングギヤに連結された第2サンギヤと、その第2サンギヤと同心状に設けられかつ第1キャリアに連結された第2リングギヤと、前記第2サンギヤおよび第2リングギヤに啮合するピニオンギヤを保持する第2キャリアと、第2キャリアに保持されたピニオンギヤと一体の外ピニオンギヤもしくは第2リングギヤに連結された他のリングギヤに啮合する外ピニオンギヤおよびその外ピニオンギヤに啮合する内ピニオンギヤのうちの内ピニオンギヤに啮合しかつ前記第2リングギヤもしくは前記他のリングギヤと同心状に設けられた第3サンギヤと、第2キャリアもしくは該第2キャリアと一体でかつ前記内ピニオンギヤおよび外ピニオンギヤを保持する他のキャリアに対して連結された出力軸と、入力軸と、

その入力軸と互いに連結された第1リングギヤおよび第2サンギヤとを選択的に連結する第1クラッチ手段と、入力軸と互いに連結された第1キャリアおよび第2リングギヤならびに他のリングギヤとを選択的に連結する第2クラッチ手段と、入力軸と第1サンギヤとを選択的に連結する第3クラッチ手段と、互いに連結された前記第1キャリアおよび第2リングギヤもしくは他のリングギヤの回転を選択的に止める第1ブレーキ手段と、第3サンギヤの回転を選択的に止める第2ブレーキ手段と、第1サンギヤの回転を選択的に止める第3ブレーキ手段とを具備していることを特徴とするものである。

作 用

請求項1に記載した装置では、第1クラッチ手段と第1ブレーキ手段とを係合することにより、第2サンギヤが入力軸と一体となって回転するとともに、第2リングギヤもしくは該第2リングギヤと一体の他のリングギヤが固定されることにより、これらのギヤに噛合するピニオンギヤを保持

すなわち前進第4速の状態第1クラッチ手段に替えて第3ブレーキ手段を係合させれば、変速比が“1”以下のオーバードライブ段となる。他方、第3クラッチ手段と第2ブレーキ手段とを係合させれば、後進段となり、もしくは第3クラッチ手段と第1ブレーキ手段とを係合させれば、変速比が更に大きい後進段となる。

また請求項2に記載した装置では、第1クラッチ手段と第1ブレーキ手段とを係合することにより、第2サンギヤが入力軸と一体となって回転するとともに、第2リングギヤもしくは該第2リングギヤと一体の他のリングギヤが固定されることにより、これらのギヤに噛合するピニオンギヤを保持するキャリアおよびこれに連結した出力軸が入力軸に対して大きく減速されて回転し、前進段で変速比が最も大きい第1速となる。また第1ブレーキ手段に替えて第2ブレーキ手段を係合させれば、第3サンギヤが固定され、かつ第2サンギヤが入力軸と一体となって回転することにより、第2キャリアおよびこれに連結してある出力軸が

入力軸に対して大きく減速されて回転し、前進段で変速比が最も大きい第1速となる。また第1ブレーキ手段に替えて第2ブレーキ手段を係合させれば、第3サンギヤが固定され、かつ第2サンギヤが入力軸と一体となって回転することにより、第2キャリアおよびこれに連結してある出力軸が入力軸に対して減速されて回転し、前進第2速となる。さらに第2ブレーキ手段に替えて第3ブレーキ手段を係合させれば、第1サンギヤを固定し、かつ第2サンギヤおよび第1リングギヤを入力軸と共に回転させることになり、その結果、第2キャリアに連結してある出力軸は入力軸より若干低速で回転し、前進第3速となる。またさらに第3ブレーキ手段に替えて第2クラッチ手段を係合させるなどのことにより、全てのブレーキ手段を解放した状態で少なくとも二つのクラッチ手段を係合させることにより、全体が一体となって回転する変速比が“1”の前進第4速になる。そして第2クラッチ手段と第3ブレーキ手段とを係合させれば、

入力軸に対して減速されて回転し、前進第2速となる。さらに第2ブレーキ手段に替えて第3ブレーキ手段を係合させれば、第1サンギヤを固定し、かつ第2サンギヤおよび第1リングギヤを入力軸と共に回転させることになり、その結果、第2キャリアに連結してある出力軸は入力軸より若干低速で回転し、前進第3速となる。またさらに第3ブレーキ手段に替えて第2クラッチ手段を係合させるなどのことにより、全てのブレーキ手段を解放した状態で少なくとも二つのクラッチ手段を係合させることにより、全体が一体となって回転する変速比が“1”の前進第4速になる。そして第2クラッチ手段と第3ブレーキ手段とを係合させれば、すなわち前進第4速の状態第1クラッチ手段に替えて第3ブレーキ手段を係合させれば、変速比が“1”以下のオーバードライブ段となる。他方、第3クラッチ手段と第2ブレーキ手段とを係合させれば、後進段となり、もしくは第3クラッチ手段と第1ブレーキ手段とを係合させれば、変速比が更に大きい後進段となる。

実 施 例

つぎにこの出願の各発明の実施例を図面を参照して説明する。

請求項1に記載した発明は、二組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のダブルピニオン型遊星歯車とによる構成、および一組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のラビニョオ型遊星歯車とによる構成のいずれもが可能であって、第1図には一実施例として前者の構成が示されている。すなわちここに示す歯車変速装置は、二組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のダブルピニオン型遊星歯車とを用い、それらの各遊星歯車における各要素を次のように連結して構成されている。

第1遊星歯車1は、サンギヤ1Sと、そのサンギヤ1Sと同心状に配置したリングギヤ1Rと、これらのギヤ1S、1Rに噛合するピニオンギヤ1Pを保持するキャリア1Cとを主たる要素として構成されたシングルピニオン型遊星歯車であり、また第2遊星歯車2は、第1遊星歯車1と同様に、サンギヤ2Sと、そのサンギヤ2Sに対して同心

状に配置したリングギヤ2Rと、これらのギヤ2S、2Rに噛合するピニオンギヤ2Pを保持するキャリア2Cとを主たる要素として構成されたシングルピニオン型遊星歯車である。これに対して第3遊星歯車3は、サンギヤ3Sと、リングギヤ3Rと、これらのギヤ3S、3Rの間に配置されて互いに噛合する少なくとも1対のピニオンギヤ3Pを保持するキャリア3Cとを主たる要素として構成されたダブルピニオン型遊星歯車である。そして第1遊星歯車1のキャリア1Cおよび第2遊星歯車2のリングギヤ2Rならびに第3遊星歯車3のリングギヤ3Rとの三者が一体となって回転するよう連結され、また第1遊星歯車1のリングギヤ1Rと第2遊星歯車2のサンギヤ2Sとが一体となって回転するよう連結されている。さらに第2遊星歯車2のキャリア2Cと第3遊星歯車3のキャリア3Cとが互いに一体となって回転するよう連結されている。

なお、上記の各要素の連結構造としては、中空軸や中実軸もしくは適宜のコネクティングドラム

などの一般の自動変速機で採用されている連結構造などを採用することができる。

入力軸4は、トルクコンバータや流体継手などの動力伝達手段（図示せず）を介してエンクン（図示せず）に連結されており、この入力軸4と、互いに連結された第1遊星歯車1のリングギヤ1Rおよび第2遊星歯車2のサンギヤ2Sとの間には、これらを選択的に連結する第1クラッチ手段K1が設けられ、また入力軸4と第3遊星歯車3のサンギヤ3Sとの間には、両者を選択的に連結する第2クラッチ手段K2が設けられ、さらに入力軸4と第1遊星歯車1のサンギヤ1Sとの間には両者を選択的に連結する第3クラッチ手段K3が設けられている。これらのクラッチ手段K1、K2、K3は、要は入力軸4と上記の各部材とを選択的に連結し、またその連結を解除するものであって、例えば油圧サーボ機構などの従来一般に自動変速機で採用されている機構によって係合・解放される型式多板クラッチや、一方向クラッチ、あるいはこれらの型式多板クラッチと一方向クラ

ッチとを直列もしくは並列に配置した構成などを必要に応じて採用することができる。なお、実用にあたっては、各構成部材の配置上の制約があるから、各クラッチ手段K1、K2、K3に対する連結部材としてコネクティングドラムなどの適宜の中間部材を介在させ得ることは勿論である。

また互いに連結された第1遊星歯車1のキャリア1Cと前記第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のリングギヤ2R、3Rとの回転を選択的に阻止する第1ブレーキ手段B1が、これらのキャリア1Cもしくはリングギヤ2R、3Rとトランスミッションケース（以下、単にケースと記す）6との間に設けられている。また第3遊星歯車3のサンギヤ3Sの回転を選択的に阻止する第2ブレーキ手段B2が、そのサンギヤ3Sとケース6との間に設けられている。さらに第1遊星歯車1のサンギヤ1Sの回転を選択的に阻止する第3ブレーキ手段B3が、そのサンギヤ1Sとケース6との間に設けられている。これらのブレーキ手段B1、B2、B3は、従来一般の自動変速機で採用

で表わされ、その具体値は、3.500である。

《前進第2速》

第1クラッチ手段K1と第2ブレーキ手段B2とを係合させる。すなわち前進第1速の状態において第1ブレーキ手段B1に替えて第2ブレーキ手段B2を係合させる。したがって前進第1速の場合と同様に、第1遊星歯車1のリングギヤ1Rおよび第2遊星歯車2のサンギヤ2Sが入力軸4に連結され、これに対して第3遊星歯車3のサンギヤ3Sが固定される。この場合、第3遊星歯車3ではサンギヤ3Sが固定されているから、キャリア3Cとリングギヤ3Rとが共に正回転するとともにキャリア3Cがリングギヤ3Rより速く回転することになり、したがって第2遊星歯車2では、第3遊星歯車3のリングギヤ3Rに連結してあるリングギヤ2Rがゆっくり正回転している状態でサンギヤ2Sが入力軸4と共に回転することになるので、そのキャリア2Cおよびこれに連結してある出力軸5が入力軸4に対して減速されて正回転する。なお、この場合、第1遊星歯車1はそ

リングギヤ2Rをゆっくり正回転させた状態でサンギヤ2Sが入力軸4と一体となって回転することになり、その結果、キャリア2Cおよびこれに連結してある出力軸5が入力軸4より若干低速で正回転し、前進第3速となる。なおこの場合、第3遊星歯車3はサンギヤ3Sが入力軸4およびケース6に対して解放されているから特に増減速作用は行なわない。したがってこの場合の変速比は、第1表に示す通り、

$$\frac{(1 + \rho_1)(1 + \rho_2)}{1 + \rho_2 + \rho_1 \rho_2}$$

で表わされ、その具体値は、1.314となる。

《前進第4速》

第1ないし第3のクラッチ手段K1、K2、K3のうちの少なくともいずれか二つのクラッチ手段、例えば第1および第2のクラッチ手段K1、K2を係合させる。換言すれば、第3速の状態第3ブレーキ手段B3に替えて第2クラッチ手段K2を係合させる。すなわち全てのブレーキ手段B1、B2、B3を解放した状態で第1遊星歯車

のサンギヤ1Sが入力軸4およびケース6に対して解放されているから、特に増減速作用を行なわない。したがってこの場合の変速比は第1表に示す通り、

$$(\rho_2 + \rho_3) / \rho_2$$

で表わされ、その具体値は、2.108である。

《前進第3速》

第1クラッチ手段K1と第3ブレーキ手段B3とを係合させる。換言すれば、前進第2速の状態第2ブレーキ手段B2に替えて第3ブレーキ手段B3を係合させる。すなわち入力軸4は第1速および第2速の場合と同様に、第1遊星歯車1のリングギヤ1Rおよび第2遊星歯車2のサンギヤ2Sに連結され、これに対して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sが固定される。したがって第1遊星歯車1では、サンギヤ1Sを固定した状態でリングギヤ1Rが入力軸4と一体となって回転するために、キャリア1Cが入力軸4に対して減速されて正回転し、これが第2遊星歯車2のリングギヤ2Rに伝達される。そのため第2遊星歯車2は、

1のキャリア1C、第2遊星歯車2のサンギヤ2S、第3遊星歯車3のサンギヤ3Sのそれぞれを入力軸4に連結する。この場合、第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のキャリア2C、3Cに出力軸5からの負荷がかかっているために、第2遊星歯車2においてはサンギヤ2Sが入力軸4と共に回転することによりリングギヤ2Rが正回転しようとし、また第3遊星歯車3においてはそのサンギヤ3Sが入力軸4と共に回転することによりリングギヤ3Rが逆回転しようとするが、これらのリングギヤ2R、3Rが互いに一体的に連結されているために、第2遊星歯車2と第3遊星歯車3とは所謂拘束状態となり、その全体が一体となって回転する。また第1遊星歯車1では、リングギヤ1Rが入力軸4と共に回転するうえにキャリア1Cが第2遊星歯車2のリングギヤ2Rに連結されて入力軸4と同速度で回転するためにその全体が一体となって回転する。結局、歯車列の全体が一体回転するために、増減速作用が生じず、変速比は“1”になる。

《前進第5速》

第2クラッチ手段K2と第3ブレーキ手段B3とを係合させる。すなわち上述した第4速の状態第1クラッチ手段K1に替えて第3ブレーキ手段B3を係合させる。したがって第3遊星歯車3のサンギヤ3Sを入力軸4に連結するとともに、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを固定することになる。この場合、第1遊星歯車1ではサンギヤ1Sが固定されていることによりキャリア1Cとリングギヤ1Rとが正回転し、かつリングギヤ1Rがキャリア1Cより速く回転する。それに伴い第2遊星歯車2では、リングギヤ2Rが正回転し、かつサンギヤ2Sがそれより速く正回転するために、キャリア2Cがサンギヤ2Sとリングギヤ2Rとの中間の速さが正回転する。このキャリア2Cと第3遊星歯車3のキャリア3Cとが一体となっているから、第3遊星歯車3ではサンギヤ3Sが入力軸4と一体となって回転し、かつキャリア3Cおよびリングギヤ3Rが正回転する。そしてそのリングギヤ3Rが第1遊星歯車1のキャリア

ギヤ1Rが逆回転（入力軸4と反対方向の回転。以下同じ）し、これが第2遊星歯車2のサンギヤ2Sに伝達され、そのため第2遊星歯車2ではリングギヤ2Rを固定した状態でサンギヤ2Sが逆回転することになり、その結果、キャリア2Cがサンギヤ2Sより低速で逆回転することになる。このキャリア2Cが第3遊星歯車3のキャリア3Cに連結されているから、第3遊星歯車3ではサンギヤ3Sを固定した状態でキャリア3Cを逆回転させることになるために、そのリングギヤ3Rがゆっくり逆回転する。すなわち第1遊星歯車1のキャリア1Cおよび第2遊星歯車2のリングギヤ2Rが固定されている、と仮定したが、実際にはこれらは逆回転することになり、その結果、各遊星歯車1, 2, 3におけるサンギヤやキャリアは上記の仮定をした場合より若干速く回転し、したがって第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のキャリア2C, 3Cに対して連結してある出力軸5も上記の説明より若干速く逆回転し、後進段となる。そしてこの場合の変速比は、

1Cおよび第2遊星歯車2のリングギヤ2Rに連結されていて第1遊星歯車1のリングギヤ1Rの回転、および第2遊星歯車2のサンギヤ2Sの回転を規定することになり、その結果、入力軸4の回転は、第1遊星歯車1および第2遊星歯車2ならびに第3遊星歯車3によって増速されて出力軸5に伝達される。すなわち変速比が“1”以下のオーバードライブ段である第5速となる。したがって変速比は、第1表に示すように、

$$\frac{\rho_3 (1 + \rho_2) - \rho_1 \rho_2 (1 - \rho_3)}{\rho_3 (1 + \rho_2 + \rho_1 \rho_2)}$$

で表わされ、その具体値は、0.717となる。

《後進第1速》

第3クラッチ手段K3と第2ブレーキ手段B2とを係合させる。すなわち第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを入力軸4に連結するとともに、第3遊星歯車3のサンギヤ3Sを固定する。この場合、第1遊星歯車1において負荷によってキャリア1Cが固定されていると仮定すると、サンギヤ1Sが入力軸4と一体となって回転するためにリング

$$\frac{-\rho_3 (1 + \rho_2) + \rho_1 \rho_2 (1 - \rho_3)}{\rho_1 \rho_2}$$

で表わされ、その具体値は、-2.532となる。

《後進第2速》

第3クラッチ手段K3および第1ブレーキ手段B1を係合させることにより、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを入力軸4に連結するとともに、第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2遊星歯車2および第3遊星歯車3の各リングギヤ2R, 3Rとを固定する。この場合、第1遊星歯車1では、サンギヤ1Sが入力軸4と共に回転するとともに、キャリア1Cが固定されるから、リングギヤ1Rが逆回転し、これが第2遊星歯車2のサンギヤ2Sに伝達される。そのため第2遊星歯車2ではリングギヤ2Rを固定した状態でサンギヤ2Sが逆回転するために、キャリア2Cおよびこれに連結してある出力軸5が大きく減速されて逆回転し、変速比が更に大きい後進段となる。なおこの場合、第3遊星歯車3はサンギヤ3Sが入力軸4およびケース6に対して解放されているから特に増減速

作用は行なわない。したがって変速比は第1表に示す通り、

$$-(1+p_2)/p_1 p_2$$

で表わされ、その具体値は、 -6.972 となる。なお、この値から知られるよう、この後進第2速は特殊用途向きである。

以上、各変速段について述べたことから明らかのように、第1図に示す歯車変速装置では、第1速から第4速の各変速段の変速比が等比級数に近い関係にあることから、変速の前後でのエンジン回転数の比がほぼ一定となり、運転し易い自動変速機とすることができる。さらにオーバードライブ段の変速比が 0.717 であって、実用可能な範囲で小さい値に設定できるために、動力性能を確保しつつ高速走行時のエンジン回転数を下げて燃費および静粛性を良好なものとすることができる。そして各変速段の説明で述べた通り、隣接する他の変速段に変速する場合、いずれか一つの係合手段を解放し、かつ他の係合手段に係合させればよいから、すなわち二個の係合手段を切換えて変速

を行なうことができるため、変速制御が容易で変速ショックの低減を図ることができる。他方、上記の歯車変速装置においては、遊星歯車は三組でよいように、各遊星歯車1、2、3におけるギヤ比が $0.4 \sim 0.5$ 程度のバランスのとれた構成とすることのできる値でよく、それに伴い遊星歯車が大径化することがなく、したがって上記の歯車変速装置によれば、全体としての構成を簡素化し、かつ小型化を図ることができる。

ところでエンジン横置きタイプの車両に搭載する場合には、入力軸4と出力軸5とを接近して配置する構成とすることが好ましいので、第1図に示す構成の変速装置をエンジン横置きタイプの車両に搭載する場合には、クラッチ手段 $K1$ 、 $K2$ 、 $K3$ およびブレーキ手段 $B1$ 、 $B2$ 、 $B3$ を第2図に示すよう配置することが好ましい。なお、第2図中符号7はカウンタギヤであって、前記出力軸5はこのカウンタギヤ7を介してセンタディファレンシャルもしくはフロントディファレンシャルあるいはリヤディファレンシャルなどの差動歯

車機構8のリングギヤ9に連結されている。その他の構成は第1図に示す構成と同様であって、第2図に第1図と同様の符号を付してその説明を省略する。

つぎに請求項2に記載した発明の実施例を第3図に基づいて説明する。

請求項2に記載した発明も、二組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のダブルピニオン型遊星歯車とによる構成、および一組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のラビニョオ型遊星歯車とによる構成のいずれもが可能であって、第3図には一実施例として前者の構成が示されている。すなわちここに示す歯車変速装置は、請求項1の発明の一実施例として示した装置と同様に、二組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のダブルピニオン型遊星歯車とを用い、それらの各遊星歯車における各要素を、前述した請求項1の発明の一実施例として示した装置におけると同様に連結して構成されている。

具体的には、第1遊星歯車1は、サンギヤ1S

と、そのサンギヤ1Sと同心状に配置したリングギヤ1Rと、これらのギヤ1S、1Rに啮合するピニオンギヤ1Pを保持するキャリア1Cとを主たる要素として構成されたシングルピニオン型遊星歯車であり、また第2遊星歯車2は、第1遊星歯車1と同様に、サンギヤ2Sと、そのサンギヤ2Sに対して同心状に配置したリングギヤ2Rと、これらのギヤ2S、2Rに啮合するピニオンギヤ2Pを保持するキャリア2Cとを主たる要素として構成されたシングルピニオン型遊星歯車である。これに対して第3遊星歯車3は、サンギヤ3Sと、リングギヤ3Rと、これらのギヤ3S、3Rの間に配置されて互いに啮合する少なくとも1対のピニオンギヤ3Pを保持するキャリア3Cとを主たる要素として構成されたダブルピニオン型遊星歯車である。そして第1遊星歯車1のキャリア1Cおよび第2遊星歯車2のリングギヤ2Rならびに第3遊星歯車3のリングギヤ3Rとの三者が一体となって回転するよう連結され、また第1遊星歯車1のリングギヤ1Rと第2遊星歯車2のサンギ

ヤ2Sとが一体となって回転するよう連結されている。さらに第2遊星歯車2のキャリア2Cと第3遊星歯車3のキャリア3Cとが互いに一体となって回転するよう連結されている。

なお、上記の各要素の連結構造としては、中空軸や中実軸もしくは適宜のコネクティングドラムなどの一般の自動変速機で採用されている連結構造などを採用することができる。

入力軸4は、トルクコンバータや流体継手などの動力伝達手段（図示せず）を介してエンジン（図示せず）に連結されており、この入力軸4と、互いに連結された第1遊星歯車1のリングギヤ1Rおよび第2遊星歯車2のサンギヤ2Sとの間には、これらを選択的に連結する第1クラッチ手段K1が設けられ、また入力軸4と、互いに連結された第1遊星歯車1のキャリア1Cおよび第2遊星歯車2のリングギヤ2Rならびに第3遊星歯車3のリングギヤ3Rとの間には、これらを選択的に連結する第2クラッチ手段K2が設けられ、さらに入力軸4と第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと

の間には両者を選択的に連結する第3クラッチ手段K3が設けられている。これらのクラッチ手段K1、K2、K3は、要は入力軸4と上記の各部材とを選択的に連結し、またその連結を解除するものであって、例えば油圧サーボ機構などの従来一般に自動変速機で採用されている機構によって係合・解放される湿式多板クラッチや、一方向クラッチ、あるいはこれらの湿式多板クラッチと一方向クラッチとを直列もしくは並列に配置した構成などを必要に応じて採用することができる。なお、実用にあたっては、各構成部材の配置上の制約があるから、各クラッチ手段K1、K2、K3に対する連結部材としてコネクティングドラムなどの適宜の中間部材を介在させ得ることは勿論である。

また互いに連結された第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のリングギヤ2R、3Rとの回転を選択的に阻止する第1ブレーキ手段B1が、これらのキャリア1Cおよびリングギヤ2R、3Rとケース6との間

に設けられている。また第3遊星歯車3のサンギヤ3Sの回転を選択的に阻止する第2ブレーキ手段B2が、そのサンギヤ3Sとケース6との間に設けられている。さらに第1遊星歯車1のサンギヤ1Sの回転を選択的に阻止する第3ブレーキ手段B3が、そのサンギヤ1Sとケース6との間に設けられている。これらのブレーキ手段B1、B2、B3は、従来一般の自動変速機で採用されている油圧サーボ機構などで駆動される湿式多板ブレーキやバンドブレーキ、あるいは一方向クラッチ、さらにはこれらを組合せた構成などとしてことができ、また実用にあたっては、これらのブレーキ手段B1、B2、B3とこれらのブレーキ手段B1、B2、B3によって固定すべき各要素との間もしくはケース6との間に適宜の連結部材を介在させ得ることは勿論である。

そしてプロペラシャフトやカウンタギヤ（それぞれ図示せず）に回転を伝達する出力軸5が、互いに連結一体化されている第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のキャリア2C、3Cに対して連

結されている。

以上のように構成された歯車変速装置では、前進5段もしくは6段でかつ後進1段もしくは2段の変速が可能であって、これらの各変速段は前述した各クラッチ手段K1、K2、K3およびブレーキ手段B1、B2、B3を第2表に示すように係合させることにより達成される。なお、第2表には各変速段の変速比およびその具体値を併せて示してあり、その具体値は、各遊星歯車1、2、3のギヤ比 ρ_1 、 ρ_2 、 ρ_3 を、 $\rho_1 = 0.626$ 、 $\rho_2 = 0.400$ 、 $\rho_3 = 0.474$ とした場合の値である。また第2表中○印は係合状態であることを、また△印は係合させてもよいことを、さらに空歯は解放状態であることをそれぞれ示す。以下、各変速段について説明する。

（この頁、以下余白）

表 2

	クラッチ手段			ブレーキ手段			ギヤ比
	K1	K2	K3	B1	B2	B3	
1st	○			○			$(\rho_1 = 0.626, \rho_2 = 0.400, \rho_3 = 0.474)$
2nd	○				○		$(1 + \rho_2) / \rho_2$
3rd	○					○	$(\rho_2 + \rho_3) / \rho_2$
4th	○	○	△				$\frac{(1 + \rho_1)(1 + \rho_2)}{1 + \rho_2 + \rho_1 \rho_2}$
5th		○				○	1
6th		○					$\frac{1 + \rho_1}{1 + \rho_2 + \rho_1 \rho_2}$
Rev			○		○		$1 - \rho_3$
(Rev)			○	○			$\frac{\rho_1 \rho_2 (1 - \rho_3) - \rho_3 (1 + \rho_2)}{\rho_1 \rho_2}$
				○			$-(1 + \rho_2) / \rho_1 \rho_2$
							3.500
							2.185
							1.379
							1.000
							0.848
							0.526
							- 2.124
							- 5.591

《前進第2速》

第1クラッチ手段K1と第2ブレーキ手段B2とを係合させる。すなわち前進第1速の状態において第1ブレーキ手段B1に替えて第2ブレーキ手段B2を係合させる。したがって前進第1速の場合と同様に、第1遊星歯車1のリングギヤ1Rおよび第2遊星歯車2のサンギヤ2Sが入力軸4に連結され、これに対して第3遊星歯車3のサンギヤ3Sが固定される。この場合、第3遊星歯車3ではサンギヤ3Sが固定されているから、キャリア3Cとリングギヤ3Rとが共に正回転するとともにキャリア3Cがリングギヤ3Rより速く回転することになり、したがって第2遊星歯車2では、第3遊星歯車3のリングギヤ3Rに連結してあるリングギヤ2Rがゆっくり正回転している状態でサンギヤ2Sが入力軸4と共に回転することになるので、そのキャリア2Cおよびこれに連結してある出力軸5が入力軸4に対して減速されて正回転する。なお、この場合、第1遊星歯車1はそのサンギヤ1Sが入力軸4およびケース6に対し

《前進第1速》

第1クラッチ手段K1および第1ブレーキ手段B1を係合させる。すなわち第1遊星歯車1のリングギヤ1Rおよび第2遊星歯車2のサンギヤ2Sを入力軸4に連結するとともに、第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のリングギヤ2R、3Rとを固定する。したがって第1遊星歯車1は、そのサンギヤ1Sが入力軸4およびケース6に対して解放されているから、特に増減速作用を行わず、また第3遊星歯車3も、サンギヤ3Sがケース6に対して解放されているから特に増減速作用を行わない。これに対して第2遊星歯車2ではリングギヤ2Rを固定した状態でサンギヤ2Sが入力軸4と一体となって回転するから、キャリア2Cおよびこれに連結してある出力軸5が入力軸4に対して減速されて正回転する。したがってこの場合の変速比は第1表に示す通り、

$$(1 + \rho_2) / \rho_2$$

で表わされ、その具体値は、3.500である。

て解放されているから、特に増減速作用を行わない。したがってこの場合の変速比は第1表に示す通り、

$$(\rho_2 + \rho_3) / \rho_2$$

で表わされ、その具体値は、2.185である。

《前進第3速》

第1クラッチ手段K1と第3ブレーキ手段B3とを係合させる。換言すれば、前進第2速の状態第2ブレーキ手段B2に替えて第3ブレーキ手段B3を係合させる。すなわち入力軸4は第1速および第2速の場合と同様に、第1遊星歯車1のリングギヤ1Rおよび第2遊星歯車2のサンギヤ2Sに連結され、これに対して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sが固定される。したがって第1遊星歯車1では、サンギヤ1Sを固定した状態でリングギヤ1Rが入力軸4と一体となって回転するために、キャリア1Cが入力軸4に対して減速されて正回転し、これが第2遊星歯車2のリングギヤ2Rに伝達される。そのため第2遊星歯車2は、リングギヤ2Rをゆっくり正回転させた状態でサ

ンギヤ2Sが入力軸4と一体となって回転することになり、その結果、キャリア2Cおよびこれに連結してある出力軸5が入力軸4より若干低速で正回転し、前進第3速となる。なおこの場合、第3遊星歯車3はサンギヤ3Sがケース6に対して解放されているから特に増減速作用は行なわない。したがってこの場合の変速比は、第1表に示す通り、

$$\frac{(1+\rho_1)(1+\rho_2)}{1+\rho_2+\rho_1\rho_2}$$

で表わされ、その具体値は、1.379となる。なおこの場合、動力の循環は生じない。

《前進第4速》

第1ないし第3のクラッチ手段K1、K2、K3のうちの少なくともいずれか二つのクラッチ手段、例えば第1および第2のクラッチ手段K1、K2を係合させる。換言すれば、第3速の状態では第3ブレーキ手段B3に替えて第2クラッチ手段K2を係合させる。すなわち全てのブレーキ手段B1、B2、B3を解放した状態で第1遊星歯車

とを係合させる。すなわち上述した第4速の状態では第1クラッチ手段K1に替えて第3ブレーキ手段B3を係合させる。したがって第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のリングギヤ2R、3Rを入力軸4に連結するとともに、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを固定することになる。したがって第1遊星歯車1ではサンギヤ1Sを固定した状態でキャリア1Cが入力軸4と一体となって回転するために、リングギヤ1Rは入力軸4に対して増速されて正回転し、これが第2遊星歯車2のサンギヤ2Sに伝達される。そのため第2遊星歯車2ではサンギヤ2Sを入力軸4より速く正回転させた状態でリングギヤ2Rが入力軸4と一体となって回転するために、キャリア2Cおよびこれに連結した出力軸5が入力軸4に対して増速されて正回転し、変速比が“1”以下のオーバードライブ段である前進第5速となる。なおこの場合、第3遊星歯車3はそのサンギヤ3Sがケース6に対して解放されているから、特に増減速作用を行なわない。したがっ

1のキャリア1Cおよびリングギヤ1R、第2遊星歯車2のサンギヤ2Sおよびリングギヤ2R、第3遊星歯車3のリングギヤ3Rのそれぞれを入力軸4に連結する。したがって第1遊星歯車1はそのキャリア1Cとリングギヤ1Rとの二要素が共に入力軸4と一体となって回転するためにその全体が一体回転し、また第2遊星歯車2もそのサンギヤ2Sとリングギヤ2Rとの二要素が共に入力軸4と一体となって回転するのでその全体が一体回転し、その結果、第2遊星歯車2のキャリア2Cに連結してある出力軸5は入力軸4と同速度で回転する。また第3遊星歯車3はリングギヤ3Rが入力軸4と共に回転するうえに、キャリア3Cが第2遊星歯車2のキャリア2Cに連結された入力軸4と同速度で回転するためにその全体が一体回転し、結局歯車列の全体が一体となって回転するために、増減速作用は生じず、変速比は“1”になる。当然、この場合も動力の循環は生じない。

《前進第5速》

第2クラッチ手段K2と第3ブレーキ手段B3

に変速比は、第1表に示すように、

$$(1+\rho_2)/(1+\rho_2+\rho_1\rho_2)$$

で表わされ、その具体値は、0.848となる。この場合も動力の循環は生じない。

《前進第6速》

第2クラッチ手段K2と第2ブレーキ手段B2とを係合させる。すなわち前進第5速の状態では第3ブレーキ手段B3に替えて第2ブレーキ手段B2を係合させる。したがって入力軸4は前進第5速の場合と同様に、第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のリングギヤ2R、3Rとに連結され、そして第3遊星歯車3のサンギヤ3Sが固定される。この場合、第1遊星歯車1においてはサンギヤ1Sが入力軸4およびケース6に対して解放され、また第2遊星歯車2ではサンギヤ2Sが入力軸4に対して解放されるから、これらの第1遊星歯車1および第2遊星歯車2は特に増減速作用を行なわない。そして第3遊星歯車3では、サンギヤ3Sを固定した状態でリングギヤ3Rが入力軸4と一体となっ

て回転するから、キャリア3C およびこれに連結してある出力軸5が、リングギヤ3R すなわち入力軸4に対して大きく増速されて正回転し、その結果、変速比が更に小さいオーバードライブ段となる。すなわち変速比は、

$$1 - \rho_3$$

で表わされ、その具体値は 0.528となる。そしてこの場合も動力の循環が生じない。

〈後進第1速〉

第3クラッチ手段K3 と第2ブレーキ手段B2 とを係合させる。すなわち第1遊星歯車1のサンギヤ1S を入力軸4に連結するとともに、第3遊星歯車3のサンギヤ3S を固定する。この場合、第1遊星歯車1において負荷によってキャリア1C が固定されていると仮定すると、サンギヤ1S が入力軸4と一体となって回転するためにリングギヤ1R が逆回転し、これが第2遊星歯車2のサンギヤ2S に伝達され、そのため第2遊星歯車2ではリングギヤ2R を固定した状態でサンギヤ2S が逆回転することになり、その結果、キャリア

2C がサンギヤ2S より低速で逆回転することになる。このキャリア2C が第3遊星歯車3のキャリア3C に連結されているから、第3遊星歯車3ではサンギヤ3S を固定した状態でキャリア3C を逆回転させることになるために、そのリングギヤ3R がゆっくり逆回転する。すなわち第1遊星歯車1のキャリア1C および第2遊星歯車2のリングギヤ2R が固定されている、と仮定したが、実際にはこれらは逆回転することになり、その結果、各遊星歯車1, 2, 3におけるサンギヤやキャリアは上記の仮定をした場合より若干速く回転し、したがって第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のキャリア2C, 3C に対して連結してある出力軸5も上記の説明より若干速く逆回転し、後進段となる。そしてこの場合の変速比は、

$$\frac{-\rho_3 (1 + \rho_2) + \rho_1 \rho_2 (1 - \rho_3)}{\rho_1 \rho_2}$$

で表わされ、その具体値は、- 2.124となる。

〈後進第2速〉

第3クラッチ手段K3 および第1ブレーキ手段

B1 を係合させることにより、第1遊星歯車1のサンギヤ1S を入力軸4に連結するとともに、第1遊星歯車1のキャリア1C と第2遊星歯車2および第3遊星歯車3の各リングギヤ2R, 3R とを固定する。この場合、第1遊星歯車1では、サンギヤ1S が入力軸4と共に回転するとともに、キャリア1C が固定されるから、リングギヤ1R が逆回転し、これが第2遊星歯車2のサンギヤ2S に伝達される。そのため第2遊星歯車2ではリングギヤ2R を固定した状態でサンギヤ2S が逆回転するために、キャリア2C およびこれに連結してある出力軸5が大きく減速されて逆回転し、変速比が更に大きい後進段となる。なおこの場合、第3遊星歯車3はサンギヤ3S がケース6に対して解放されているから特に増減速作用を行なわない。したがって変速比は第1表に示す通り、

$$-(1 + \rho_2) / \rho_1 \rho_2$$

で表わされ、その具体値は、- 5.591となる。なお、この値から知られるよう、この後進第2速は特殊用途向きである。

以上、各変速段について述べたことから明らかに、第3図に示す歯車変速装置では、第1速から第4速の各変速段の変速比が等比級数に近い関係にあることから、変速の前後でのエンジン回転数の比がほぼ一定となり、運転し易い自動変速機とすることができ、また前進第3速ないし第6速とで動力の循環が生じないので、燃費の上で有利なものとするができる。さらにオーバードライブ段の変速比が約 0.85 であって、実用可能な範囲で適当な値となるために、動力性能を確保しつつ高速度走行時のエンジン回転数を下げて燃費および静粛性を良好なものとするができる。そして各変速段の説明で述べた通り、隣接する他の変速段に変速する場合、いずれか一つの係合手段を解放し、かつ他の係合手段を係合させればよいので、すなわち二個の係合手段を切換えて変速を行なうことができるため、変速制御が容易で変速ショックの低減を図ることができる。他方、上記の歯車変速装置では、遊星歯車は三相でよいように、各遊星歯車1, 2, 3におけるギヤ比が 0

、4〜0.63 程度のバランスのとれた構成とすることのできる値でよく、それに伴い遊星歯車が大径化することがなく、したがって上記の歯車変速装置によれば、全体としての構成を簡素化し、かつ小型化を図ることができる。

また第3図に示す構成の変速装置においても、エンジン横置きタイプの車両に搭載する場合には、入力軸4と出力軸5とを接近して配置する構成とすることが好ましいので、第3図に示す構成の変速装置をエンジン横置きタイプの車両に搭載する場合には、クラッチ手段K1、K2、K3 およびブレーキ手段B1、B2、B3を第4図に示すよう配置することが好ましい。なお、第4図中符号7はカウンタギヤであって、前記出力軸5はこのカウンタギヤ7を介してセンタディファレンシャルもしくはフロントディファレンシャルあるいはリヤディファレンシャルなどの差動歯車機構8のリングギヤ9に連結されている。その他の構成は第3図と同様であって、第4図に第3図と同様の符号を付してその説明を省略する。

これらの構成を第1図もしくは第2図に示す装置の第1クラッチ手段K1として採用すると、これらの構成のうち第5図(A)に示す構成の場合、および第5図(B)に示す構成で並列配置した多板クラッチ12を解放した状態の場合、走行中にスロットル開度を絞ってエンジン回転数を減じ、それに伴って第1遊星歯車1のリングギヤ1R および第2遊星歯車2のサンギヤ2Sの回転数が入力軸4の回転数より遅くなれば、リングギヤ1R およびサンギヤ2Sと入力軸4との連結が自動的に解かれるために、エンジンが強制的に回転させられることがなく、したがって燃費や静粛性を向上させることができる。また第1クラッチ手段K1は前進第1速ないし第4速で係合してリングギヤ1R およびサンギヤ2Sにトルクを伝達し、これに対して前進第5速では、リングギヤ1R およびサンギヤ2Sの回転数が入力軸4の回転数以上になるから、第5速にシフトアップする場合、第3ブレーキ手段B3を係合させることに伴ってリングギヤ1R およびサンギヤ2Sの回転数が増大す

ところで上述した各実施例では、各クラッチ手段K1、K2、K3を多板クラッチのシンボルで図示し、また各ブレーキ手段B1、B2、B3を多板ブレーキのシンボルで図示したが、自動変速機に望まれる特性として、変速がスムーズに行なわれること、もしくは変速ショックの解消が容易なこと、および必要に応じてエンジンブレーキが働くことを挙げることができ、このような要請を満たすためには、上記のクラッチ手段K1、K2、K3やブレーキ手段B1、B2、B3を単に多板クラッチや多板ブレーキのみによって構成する以外に、具体的には、以下のような構成とすることが好ましい。

(1) 第1クラッチ手段K1を、一方向クラッチと多板クラッチと組合せた構成とする。

すなわち入力軸4からのトルク伝達が可能な一方向クラッチ10と多板クラッチ11とを直列に配列した構成(第5図(A))、およびこの組合せに対して更に他の多板クラッチ12を並列に配置した構成(第5図(B))である。

ることにより一方向クラッチ10の係合が自然に外れ、また反対に第3ブレーキ手段B3を解放してリングギヤ1R およびサンギヤ2Sの回転数が低下すれば、一方向クラッチ10が自然に係合して第4速が設定され、したがって第3ブレーキ手段B3のみの係合および解放によって第5速へのシフトアップおよび第5速からのシフトダウンが達成されるため、変速タイミングの調整が特に必要であり、かつ変速ショックの少ない変速を行なうことができる。

また第3図もしくは第4図に示す装置における第1クラッチ手段K1として採用した場合も、第1クラッチ手段K1が入力軸4と第1遊星歯車1のリングギヤ1R および第2遊星歯車2のサンギヤ2Sとを選択的に連結するものであるから、上記の場合と同様に作用して、燃費および静粛性が向上し、また第5速および第6速とそれ以下の変速段との間の変速がスムーズに行なわれる。

なお、第5図(B)に示す構成で並列配置した多板クラッチ12を係合させておけば、第1図およ

び第2図に示す装置、第3図および第4図に示す装置のいずれであっても、エンジンブレーキを効かせることができる。

(2) 第2クラッチ手段K2を、一方向クラッチと多板クラッチとを組合わせた構成とする。

すなわち入力軸4からのトルク伝達が可能な一方向クラッチ20と多板クラッチ21とを直列に配列した構成(第6図(A))、この組合せに対して他の多板クラッチ22を並列配置した構成(第6図(B))である。

これらの構成を第1図もしくは第2図に示す装置の第2クラッチ手段K2として採用すると、第2クラッチ手段K2は前進第4速と第5速とで係合させて入力トルクの伝達を行なうが、これらの変速段において、スロットル開度を絞ってエンジン回転数を減じた場合、第6図(A)の構成および第6図(B)の構成で並列配置した多板クラッチ22を解放した状態では、第3遊星歯車3のサンギヤ3Sの回転数が入力軸回転数より速くなって一方向クラッチ20が自然に解放するため、エンジ

ンが強制的に回転させられることがなく、したがって燃費および静粛性を向上させることができる。

また第3図もしくは第4図に示す装置における第2クラッチ手段K2として採用すると、第2クラッチ手段K2は前進第4速ないし第6速で係合させて入力トルクの伝達を行なうが、これらの変速段において、第6図(A)の構成および第6図(B)の構成で並列配置した多板クラッチ22を解放した状態で出力軸5側から駆動力を受けた場合には、第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のリングギヤ2R、3Rの回転数が入力軸回転数より速くなって一方向クラッチ20が自然に解放するため、エンジンが強制的に回転させられることがなく、したがって燃費および静粛性を向上させることができる。

なお、第6図(B)に示す構成で並列配置した多板クラッチ22を係合させてあれば、第1図および第2図に示す装置もしくは第3図および第4図に示す装置のいずれにおいてもエンジンブレーキを効かせることができる。

(3) 第3クラッチ手段K3を、一方向クラッチと多板クラッチとを組合せて構成する。その例を示せば、以下の通りである。

①入力軸4からのトルク伝達が可能な一方向クラッチ30と多板クラッチ31とを直列に配列するとともに、これらの組合せに対して、係合方向が前記一方向クラッチ30とは反対の他の一方向クラッチ32を並列に配列した構成(第7図(A))。

このような構成を第1図もしくは第2図に示す装置の第3クラッチ手段K3として採用すると、各一方向クラッチ30、32の係合方向が互いに反対であるから、多板クラッチ31を係合させることにより、入力軸4とサンギヤ1Sとが完全に連結され、したがって後進段を設定できるとともに、その状態でエンジンブレーキを効かせることができる。また多板クラッチ31を解放すれば、前記並列配置した他方の一方向クラッチ32のみが作用することになり、この場合、前進第4速で入力軸4とサンギヤ1Sとが等速度で回転することにより両者を実質的に連結し、この状態から第

5速にシフトアップした場合、サンギヤ1Sの回転が止められるので一方向クラッチ32の係合が自然に外れ、したがって第4速と第5速の間の変速を特別なタイミング調整を必要とせずスムーズに行なうことができる。

また第3図もしくは第4図に示す装置における第3クラッチ手段K3として採用した場合、上記の例におけると同様な作用・効果に加え、第4速と第6速との間の変速を特別なタイミング調整を必要とせずスムーズに行なうことができる。

②前記他方の一方向クラッチ32を多板クラッチ33に置き換えた構成(第7図(B))。

このような構成を第1図もしくは第2図に示す装置の第3クラッチ手段K3として採用すると、並列配置した他方の多板クラッチ33を解放しておけば、入力軸4からサンギヤ1Sに向けてのトルク伝達のみ可能になるので、第4速および後進段を設定でき、かつこれらの変速段において、スロットル開度を絞るなどのことにより出力軸5側からトルクが反対に輸入された場合には、一方向

クラッチ30の係合が外れ、したがってエンジンが強制的に回転させられることがないために、燃費および静粛性を向上させることができる。なお、他方の多板クラッチ33を係合させておけば、入力軸4とサンギヤ18とが実質的に一体となるので、エンジンプレーキを効かせることができる。

また第3図もしくは第4図に示す装置における第3クラッチ手段K3として採用した場合も同様である。

③入力軸4に向けてトルク伝達可能な一方向クラッチ34と多板クラッチ35とを並列に配置した構成(第7図(C))。

これは第7図(A)に示す構成のうち多板クラッチ31に対して直列配置した一方向クラッチ30を除去した構成である。したがって第1図もしくは第2図に示す装置の第3クラッチ手段K3として採用した場合、あるいは第3図もしくは第4図に示す装置の第3クラッチ手段K3として採用した場合のいずれであっても、多板クラッチ35を解放しておけば、第4速と第5速の間の変速を、

特別なタイミング調整を要せずにスムーズに行なうことができ、また特に第3図もしくは第4図に示す装置においては、第4速と第6速との間の変速もスムーズに行なうことができる。

④入力軸4からのトルク伝達が可能な一方向クラッチ36と多板クラッチ37とを直列に配列した構成(第7図(D))。

これは第7図(B)に示す構成のうち並列配置した他方の多板クラッチ33を除去した構成である。したがって第1図もしくは第2図に示す装置における第3クラッチ手段K3として採用した場合、後進段において、スロットル開度を絞るなどのことにより出力軸5側からトルクの入力があった場合には、一方向クラッチ36が自然に解放され、その結果、エンジンが強制的に回転させられないから、燃費や静粛性を向上させることができる。また第3図もしくは第4図に示す装置における第3クラッチ手段K3として採用した場合も同様である。

(4)第1ブレーキ手段B1を、一方向クラッチ

と多板ブレーキとを組合せて構成し、もしくはバンドブレーキによって構成し、あるいはバンドブレーキと多板ブレーキとを組合わせて構成する。この例を示せば、以下の通りである。

①対象とする部材がケース6に対して逆回転しようとする場合に係合する一方向クラッチ40と多板ブレーキ41とを直列に配置した構成(第8図(A))。

この構成を第1図もしくは第2図に示す装置の第1ブレーキ手段B1として採用すると、多板ブレーキ41を係合させることにより、前進第1速の場合に一方向クラッチ40が係合して第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2遊星歯車2および第3遊星歯車3の各リングギヤ2R、3Rを固定し、所期の変速比を得ることができる。これに対して前進第1速の状態で出力軸5側から駆動された場合、キャリア1Cおよびリングギヤ2R、3Rが正回転するので、一方向クラッチ40の係合が外れ、したがってエンジンプレーキが効かない反面、燃費や静粛性を向上させることができる。また前

記キャリア1Cおよびリングギヤ2R、3Rは、前進第1速で逆回転しようとし、第2速ないし第5速で正回転するので、第1速から他の前進段にシフトアップする場合には、一方向クラッチ40の係合が自然に外れ、また反対に第1速にシフトダウンする場合にはキャリア1Cおよびリングギヤ2R、3Rの回転方向が変わることにより一方向クラッチ40が自然に係合するため、特別な変速タイミングの調整を必要とせずにスムーズな変速を行なうことができる。

また第3図もしくは第4図に示す装置における第1ブレーキ手段B1も第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のリングギヤ2R、3Rとの回転を選択的に止めるものであるから、第8図(A)に示す構成を、第3図もしくは第4図に示す構成の装置における第1ブレーキ手段B1として採用した場合にも上記の例と同様な作用・効果を得ることができる。

②係合方向が前記一方向クラッチ40とは反対の他の一方向クラッチ42と多板ブレーキ43とを

直列に配列するとともに、この組合せを前記一方向クラッチ40と多板ブレーキ41との組合せに対して並列に配置した構成(第8図(B))。

この構成では、第8図(A)の構成に追加した多板ブレーキ43を解放しておけば、上に述べた第8図(A)の構成と同様に作用させて前進第1速での燃費および静粛性の向上を図り、またスムーズな変速を可能にする。これとは反対に第8図(B)の左側の多板ブレーキ41を解放し、他の多板ブレーキ43を係合させれば、第8図(A)の場合とは反対の一方特性が生じる。すなわち第1図もしくは第2図に示す装置においては、キャリア1Cおよび各リングギヤ2R、3Rが正回転しようとする際に一方向クラッチ42が係合してその回転が阻止され、したがって後進第2速の場合に所期の変速比を得ることができる。またこの状態で出力軸5側から反対に入力があると、キャリア1Cおよび各リングギヤ2R、3Rが逆回転しようとするために一方向クラッチ42の係合が外れ、したがってエンジンプレーキが効かないものの、

④対象とする部材がケース6に対して逆回転しようとする場合に係合する一方向クラッチ40と多板ブレーキ41とを直列に配列するとともに、これらに対して他の多板ブレーキ45を並列に配置した構成(第8図(D))。

これは前述した第8図(A)の構成に対して他の多板ブレーキ45を並列に配置した構成であるから、他の多板ブレーキ45を解放しておけば、第8図(A)の構成による場合と同様に、前進第1速での燃費および静粛性を向上させ、また前進第1からのシフトアップおよび第1速へのシフトダウンをスムーズに行なうことができる。これに対して他の多板ブレーキ45を係合させておけば、一方特性がなくなるので、エンジンプレーキを効かせることができる。このような作用・効果は、第1図および第2図に示す装置もしくは第3図および第4図に示す装置のいずれに採用した場合であっても同様である。

⑤ブレーキドラムの逆回転がエナージ方向(ブレーキバンドを巻き込む方向)となるバンドブレー

キ燃費や静粛性を向上させることができる。また第3図もしくは第4図に示す装置に採用した場合にも、第1図および第2図に示す装置に採用した場合と同様な作用・効果を得ることができる。

⑥対象とする部材がケース6に対して正回転しようとする際に係合する一方向クラッチ42と多板ブレーキ43とを直列に配列した組合せに対して他の多板ブレーキ44を並列に配置した構成(第8図(C))。

これは第8図(B)の構成で左側の一方向クラッチ40を取除いた構成と同様であり、したがって第1図もしくは第2図に示す装置に採用した場合あるいは第3図もしくは第4図に示す装置に採用した場合のいずれであっても、他の多板ブレーキ44を解放しておけば、上記の第8図(B)における左側の多板ブレーキ41を解放しておく場合と同様に、後進第2速での燃費および静粛性を向上させることができる。これに対して他の多板ブレーキ44を係合させれば、エンジンプレーキを効かせることができる。

キ46による構成(第8図(E))。

ドラムとバンドとの間の摩擦力が小さい場合、ドラムがエナージ方向に回転すれば、バンドを巻き込んで制動作用が生じるが、ドラムがディエナージ方向に回転すれば、制動力が減じられるとともに制動作用に時間的な遅れが生じ、したがってバンドブレーキはある程度の一方特性を有している。そのため第8図(E)に示す構成を、第1図もしくは第2図に示す装置の第1ブレーキ手段B1として採用した場合、また第3図もしくは第4図に示す装置の第1ブレーキ手段B1として採用した場合のいずれであっても、キャリア1Cおよび各リングギヤ2R、3Rの逆回転に対して十分な制動作用が生じて所期の変速比を設定でき、また正回転方向に対しては滑りが生じて制動が不十分になるので、第1速においてエンジンプレーキが効かないものの、燃費および静粛性を向上させ、また第1速への変速および第1速からの変速をスムーズに行なうことができる。

⑦エナージ方向が互いに反対のバンドブレーキ4

6. 47による構成(第8図(F))。

両方のバンドブレーキ46, 47を作用させれば、正逆いずれの方向にも一方向特性が生じないが、第8図(E)におけるバンドブレーキ46と同様のバンドブレーキ46を作用させれば、上記の場合と同様に、前進第1速での燃費および静粛性の向上を図り、また第1速に対するスムーズな変速を確保できる。これとは反対のバンドブレーキ47を作用させた場合には、一方向特性が反対になるので、後進第2速でのエンジンブレーキを解消し、後進第2速での燃費および静粛性を向上させることができる。

このような作用・効果は、第8図(F)に示す構成を第1図もしくは第2図に示す装置に採用した場合、また第3図もしくは第4図に示す装置に採用した場合のいずれであっても同様である。

⑦バンドブレーキ46と多板ブレーキ45とを並列に配置した構成(第8図(G))。

第1ブレーキ手段B1は、第1図もしくは第2図に示す装置であっても、第3図もしくは第4図

この構成を第1図もしくは第2図に示す装置の第2ブレーキ手段B2として採用すると、両方の多板ブレーキ51, 53を係合させれば、係合方向が互いに異なる両方の一方向クラッチ50, 52が作用するので、一方向特性が生じないが、例えば第9図(A)に示す左側の多板ブレーキ51のみを係合させれば、第3遊星歯車3のサンギヤ35の逆回転のみが阻止されることになり、したがって前進第2速でサンギヤ35が固定されて所定の変速比が設定されるとともに、この状態で出力軸5側から反対に入力があつた場合には、サンギヤ35が正回転しようとするために一方向クラッチ50の係合が自然に外れ、その結果、エンジンブレーキが効かないものの、燃費や静粛性を向上させることができる。また一方向クラッチ50の係合・解放は、サンギヤ35がいずれの方向に回転しようとするかによって自動的に行なわれるから、第2速からのシフトアップおよび第2速へのシフトダウンを特別なタイミング調整を要さずにスムーズに行なうことができる。これとは反対に

に示す装置であっても前進第1速と後進第2速で係合させられるが、前進段の場合にはバンドブレーキ46を係合させることによりその一方向特性を利用して係合および解放のタイミングを適正化して変速ショックを低減し、また後進段ではトルクが大きいので多板ブレーキ45を係合させる。したがって変速タイミングの適正化と係合手段としての容量の適正化を図ることができる。

(5)第2ブレーキ手段B2を一方向クラッチと多板ブレーキとを組合せた構成とし、もしくはバンドブレーキによって構成し、あるいはバンドブレーキと多板ブレーキとを組合わせて構成する。その例を示せば、以下の通りである。

①対象とする部材がケース6に対して逆回転しようとする際に係合する一方向クラッチ50と多板ブレーキ51とを直列に配列するとともに、この組合せに対して、対象とする部材がケース6に対して正回転しようとする際に係合する一方向クラッチ52と多板ブレーキ53とを直列に配列した組合せを並列に配置した構成(第9図(A))。

第9図(A)に示す右側の多板ブレーキ53のみを係合させれば、後進第1速でサンギヤ35を固定できるとともに、その変速段で出力軸5側から入力があれば、一方向クラッチ52の係合が自然に外れるため、エンジンブレーキが効かない反面、燃費および静粛性を向上させることができる。

また上記の構成を第3図もしくは第4図に示す装置における第2ブレーキ手段B2として採用した場合は、上述した作用・効果に加え、第6速への変速および第6速からの変速をスムーズに行なうことができる。

②対象とする部材がケース6に対して正回転しようとする際に係合する一方向クラッチ52と多板ブレーキ53とを直列に配列するとともに、この組合せに対して他の多板ブレーキ54を並列に配置した構成(第9図(B))。

この構成は、第9図(A)に示す構成のうち、逆回転時に係合する一方向クラッチ50を取除いた構成と同じであり、したがって第1図もしくは第2図に示す装置に採用した場合あるいは第3図も

しくは第4図に示す装置に採用した場合のいずれであっても、前記他の多板ブレーキ54を解放しておけば、一方向クラッチ52が作用することになるので、前述したとおり、後進第1速においてエンジンプレーキを効かせることができない反面、燃費および静粛性を向上させることができる。換言すれば、前記他の多板ブレーキ54に係合させることにより後進第1速でエンジンプレーキを効かせることができ、また前進第2速（および第6速）を設定することができる。

③上記の例とは反対に、対象とする部材がケース6に対して逆回転しようとする際に係合する一方向クラッチ50と多板ブレーキ51とを直列に配列するとともに、この組合せに対して他の多板ブレーキ55を並列に配置した構成（第9図(C)）。

この構成は、前述した第9図(A)の構成のうち、正回転時に係合する一方向クラッチ52を取除いた構成と同様であり、したがって第1図もしくは第2図に示す装置、および第3図もしくは第4図に示す装置のいずれに採用した場合であっても、

示す構成を第1図もしくは第2図に示す装置あるいは第3図もしくは第4図に示す装置に採用した場合には、サンギヤ33の逆回転に対して十分な制動作用が生じて所期の変速比を設定でき、また正回転方向に対しては滑りが生じて制動が不十分になるので、前進第2速（および第6速）においてエンジンプレーキが効かないものの、燃費および静粛性を向上させることができ、また前進第2速（および第6速）へのシフトダウンおよび第2速からのシフトアップをスムーズに行なうことができる。

④エナージ方向が互いに反対のバンドブレーキ56、57による構成（第9図(E)）。

この構成を第1図もしくは第2図に示す装置あるいは第3図もしくは第4図に示す装置に採用した場合、両方のバンドブレーキ56、57を作用させれば、正逆いずれの方向にも一方向特性が生じないが、第9図(D)におけるバンドブレーキ56と同様のバンドブレーキ56を作用させれば、上記の場合と同様に、前進第2速（および第6速）

前記他の多板ブレーキ55を解放しておけば、一方向クラッチ50が作用するので、前進第2速（および第6速）においてエンジンプレーキを効かせ得ない反面、燃費および静粛性を向上させることができ、また第2速からのシフトアップおよび第2速へのシフトダウンを特別なタイミング調整を要せずにスムーズに行なうことができる。また当然、他方の多板ブレーキ55に係合させておけば、前進第2速（および第6速）でエンジンプレーキを効かせることができ、かつ後進第1速を設定することができる。

⑤ブレーキドラムの逆回転がエナージ方向（ブレーキバンドを巻き込む方向）となるバンドブレーキ56による構成（第9図(D)）。

ドラムとバンドとの間の摩擦力が小さい場合、ドラムがエナージ方向に回転すれば、バンドを巻き込んで制動作用が生じるが、ドラムがディエナージ方向に回転すれば、充分な制動作用が生じず、したがってバンドブレーキは、ある程度の一方向特性を有することになる。そのため第9図(D)に

での燃費および静粛性の向上を図り、また第2速（および第6速）に対するスムーズな変速を確保できる。これとは反対のバンドブレーキ57を作用させた場合には、一方向特性が反対になるので、後進第1速でのエンジンプレーキを解消し、後進第1速での燃費および静粛性を向上させることができる。

⑥バンドブレーキ56と多板ブレーキ55とを並列に配置した構成（第9図(F)）。

第1図もしくは第2図に示す装置では、第2ブレーキ手段B2は前進第2速と後進第1速とで係合させられるが、前進段の場合にはバンドブレーキ56に係合させることによりその一方向特性を利用して係合および解放のタイミングを適正化して変速ショックを低減し、また後進段ではトルクが大きいので多板ブレーキ55に係合させる。したがって変速タイミングの適正化と係合手段としての容量の適正化を図ることができる。

また第3図もしくは第4図に示す装置では、前進第6速においても第2ブレーキ手段B2に係合

させるが、バンドブレーキ56のみを使用すれば、変速ショックの低減やスムーズな変速を図ることができ、また多板ブレーキ55を使用すれば、大きい係合力を得ることができる。

(6) 第3ブレーキ手段B3を一方向クラッチと多板ブレーキとを組合せて構成し、もしくはバンドブレーキによって構成し、あるいはバンドブレーキと多板ブレーキとを組合せて構成する。その例を示せば、以下の通りである。

①対象とする部材がケース6に対して逆回転しようとする際に係合する一方向クラッチ60と多板ブレーキ61とを直列に配列するとともに、この組合せに対して、係合方向が上記の一方向クラッチ60と反対の一方向クラッチ62と多板ブレーキ63とを直列に配列した組合せを並列に配置した構成(第10図(A))。

この構成を第1図もしくは第2図に示す装置に採用した場合、両方の多板ブレーキ61、63を係合させれば、係合方向が互いに異なる両方の一方向クラッチ60、62が作用するので、一方向

い反面、燃費および静粛性を向上させることができる。

また第3図もしくは第4図に示す構成の装置においても第3ブレーキ手段B3は第1遊星歯車1のサンギヤ1Sの回転を選択的に止めるから、第3図もしくは第4図に示す装置においても、上述した例と同様な作用・効果を得ることができる。

②対象とする部材がケース6に対して正回転しようとする際に係合する一方向クラッチ62と多板ブレーキ63とを直列に配列するとともに、この組合せに対して他の多板ブレーキ64を並列に配置した構成(第10図(B))。

この構成は、第10図(A)に示す構成のうち、サンギヤ1Sが逆回転しようとする際に係合する一方向クラッチ60を取除いた構成と同じであり、したがって第1図もしくは第2図に示す装置に採用した場合、あるいは第3図もしくは第4図に示す装置に採用した場合のいずれであっても、前記他の多板ブレーキ64を解放しておけば、一方向クラッチ62が作用することになるので、前述し

特性が生じないが、例えば第10図(A)に示す左側の多板ブレーキ61のみを係合させれば、サンギヤ1Sの逆回転のみが阻止されることになり、したがって前進第3速でサンギヤ1Sが固定されて所定の変速比が設定されるとともに、この状態で出力軸5側から反対に入力があった場合には、サンギヤ1Sが正回転しようとするために一方向クラッチ60の係合が自然に外れ、その結果、エンジンブレーキが効かないものの、燃費や静粛性を向上させることができる。また一方向クラッチ60の係合・解放は、サンギヤ1Sがいずれの方向に回転しようとするかによって自動的に行なわれるから、第3速からのシフトアップおよび第3速へのシフトダウンを特別なタイミング調整を要せずにスムーズに行なうことができる。これとは反対に第10図(A)に示す右側の多板ブレーキ63のみを係合させれば、前進第5速でサンギヤ1Sを固定できるとともに、その変速段で出力軸5側から入力があれば、一方向クラッチ62の係合が自然に外れるため、エンジンブレーキが効かな

たという、前進第5速においてエンジンブレーキを効かせることができない反面、燃費および静粛性を向上させることができる。換言すれば、前記他の多板ブレーキ64を係合させることにより前進第5速でエンジンブレーキを効かせることができ、また前進第3速を設定することができる。

③上記の例とは反対に、対象とする部材の逆回転時に係合する一方向クラッチ60と多板ブレーキ61とを直列に配列するとともに、この組合せに対して他の多板ブレーキ65を並列に配置した構成(第10図(C))。

この構成は、前述した第10図(A)の構成のうち、サンギヤ1Sが正回転しようとする際に係合する一方向クラッチ62を取除いた構成と同様であり、したがって第1図もしくは第2図に示す装置に採用した場合、あるいは第3図もしくは第4図に示す装置に採用した場合のいずれであっても、前記他の多板ブレーキ65を解放しておけば、一方向クラッチ60が作用するので、前進第3速においてエンジンブレーキを効かせ得ない反面、燃

質および静粛性を向上させることができ、また第3速からのシフトアップおよび第3速へのシフトダウンを特別なタイミング調整を要せずにスムーズに行なうことができる。また当然、他方の多板ブレーキ65を係合させておけば、前進第3速でエンジンブレーキを効かせることができ、かつ前進第5速を設定することができる。

④ブレーキドラムの逆回転がエナージ方向（ブレーキバンドを巻き込む方向）となるバンドブレーキ66による構成（第10図(D)）。

ドラムとバンドとの間の摩擦係力が小さい場合、ドラムがエナージ方向に回転すれば、バンドを巻き込んで制動作用が生じるが、ドラムがディエナージ方向に回転すれば、制動力が減じられ、また制動作用が生じるまでの時間がかかり、したがってバンドブレーキはある程度の一方向特性を有することになる。そのため第10図(D)に示す構成を第1図もしくは第2図に示す装置に採用した場合、あるいは第3図もしくは第4図に示す装置に採用した場合のいずれであっても、サンギヤ18

の逆回転に対しては充分な制動作用が生じて所期の変速比を設定でき、また正回転方向に対しては滑りが生じて制動が不十分になるので、第3速においてエンジンブレーキが効かないものの、燃費および静粛性を向上させることができ、また第3速へのシフトダウンおよび第3速からのシフトアップをスムーズに行なうことができる。

⑤エナージ方向が互いに反対のバンドブレーキ66、67による構成（第10図(E)）。

両方のバンドブレーキ66、67を作用させれば、正逆いずれの方向にも一方向特性が生じないが、この構成を第1図もしくは第2図に示す装置に採用した場合、あるいは第3図もしくは第4図に示す装置に採用した場合のいずれであっても、第10図(D)におけるバンドブレーキ66と同様のバンドブレーキ66を作用させれば、上記の場合と同様に、前進第3速での燃費および静粛性の向上を図り、また第3速に対するスムーズな変速を確保できる。これとは反対のバンドブレーキ67を作用させた場合には、一方向特性が反対にな

るので、前進第5速でのエンジンブレーキを解消し、前進第5速での燃費および静粛性を向上させることができる。

⑥バンドブレーキ66と多板ブレーキ65とを並列に配置した構成（第10図(F)）。

第3ブレーキ手段83は前進第3速と第5速で係合させられるが、第5速の場合には小トルクでよいのでバンドブレーキ66を係合させ、また第3速の場合には第5速に比較してトルクが大きいので多板ブレーキ65を係合させる。このようにすることにより係合手段としての容量の適正化を図ることができる。このような作用・効果は、第1図もしくは第2図に示す装置あるいは第3図もしくは第4図に示す装置のいずれに採用した場合でも得ることができる。

以上、クラッチ手段やブレーキ手段として使用し得る構成の数例について説明したが、この発明は上記の例に限定されないことは勿論であり、またその遊星歯車1、2、3を含めた配列は以上の例で示した配列に限定されないことも勿論である。

第11図は上述した係合手段のうち適当なものを第1図に示す装置に適用した代表例を示す模式図であって、この第11図に示す歯車変速装置における各係合要素は第3表に示すように係合して前進第1速ないし第5速および後進段を設定する。なお前述したように請求項1に記載の発明は、前記の第2遊星歯車2と第3遊星歯車3とを1組のラビニョオ型遊星歯車に置き替えた構成とすることもできるので、第11図にはラビニョオ型遊星歯車を用いた構成を示してある。すなわち前記の第2遊星歯車2におけるピニオンギヤ2Pが軸線方向に延長され、これに内ピニオンギヤ3P0が啮合するとともにこれに第3サンギヤ3Sが啮合し、かつ第3リングギヤ3Rおよび第3キャリア3Cが省かれている。その他の構成は第1図に示す構成と同様である。また第12図は上述した係合手段のうち適当なものを第3図に示す装置に適用した代表例を示す模式図であって、この第12図に示す歯車変速装置における各係合要素は第3表に示すように係合して前進第1速ないし第6

速および後進段を設定する。なお前述したように請求項2に記載の発明も、前記の第2遊星歯車2と第3遊星歯車3とを1組のラビニョオ型遊星歯車に置き替えた構成とすることもできるので、第12図にはラビニョオ型遊星歯車を用いた構成を示してある。すなわち前記の第2遊星歯車2におけるピニオンギヤ2Pが軸線方向に延長され、これに内ピニオンギヤ3P₀が啮合するとともにこれに第3サンギヤ3Sが啮合し、かつ第3リングギヤ3Rおよび第3キャリア3Cが省かれている。その他の構成は第3図に示す構成と同様である。なお、第3表において第6速は第12図に示す装置のみについてのものであり、また○印は係合状態、⊙印はエンジンブレーキ時に係合状態、空欄は解放状態、△は係合させてもよいことをそれぞれ示す。また第4速と第5速との間の変速の際には第1クラッチ手段K1における多板クラッチ12を変速前に解放しておく。

ができ、さらに第2ブレーキ手段B2を省けば、前進4段・後進1段の変速装置とすることができる。このように第1図ないし第4図に示す構成はクラッチ手段やブレーキ手段の変更によって変速段数の異なる変速装置に変えることができる。

発明の効果

以上の説明から明らかなようにこの出願にかかる各発明の歯車変速装置によれば、必要とする遊星歯車は、二組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のダブルピニオン型遊星歯車との合計三組もしくは一組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のラビニョオ型遊星歯車との合計二組であるから、大型化することなく前進5段もしくは6段でかつ後進1段もしくは後進2段の変速装置を得ることができ、またこの出願の各発明の歯車変速装置では、各遊星歯車のギヤ比を0.4～0.83程度に設定でき、それに伴い歯車列をコンパクト化でき、同時に前進第1速から第4速の各変速段での変速比を等比級数に近い値に設定し、車両として運転し易いものとすることができ、かつまたオーバー

第3表

	クラッチ手段					ブレーキ手段								
	K1			K2	K3	B1		B2			B3			
	10	11	12			40	41	50	51	55	60	61	65	
1st	△	△	○			○	○							
2nd	△	△	○					○	○	●				
3rd	△	△	○									○	○	●
4th	△	△	△	○	△									
5th				○										○
6th				○						○				
Rev					○					○				

なお、上述した各実施例では、第1ないし第3のクラッチ手段K1、K2、K3および第1ないし第3のブレーキ手段B1、B2、B3を設けた構成としたが、第1表および第2表から知られるように、第2クラッチ手段K2を省けば、オーバードライブ段のない前進4段・後進1段もしくは前進4段・後進2段の変速装置とすることができ、また第1ブレーキ手段B1を省けば、前進4段もしくは5段でかつ後進1段の変速装置とすること

ドライブ段での変速比を0.72もしくは0.85程度の実用性の高い値に設定できるために、動力性能を確保し、高速走行時のエンジン回転数を抑えて燃費および静粛性を向上させることが可能になる。そしてこの出願の各発明では、ギヤ比の幅（前進第1速とオーバードライブ段とのギヤ比の比率）を大きく取ることが可能であり、また設定し得る変速段の数を多くできるために、発進・登坂性能や中高速域での走行性能を向上させることができる。またこの出願の各発明では、隣接する変速段に切換える場合に、変速開始直前まで係合させていたクラッチ手段の全てを解放することがなく、すなわち入力切換えが不要なので、変速ショックの低減に有利なものとするすることができる。そして特に請求項2に記載の発明では、使用頻度の高い前進第3速ないし第6速で動力循環が生じないために、動力の損失を防いで燃費を向上させることができる。

4. 図面の簡単な説明

第1図は請求項1に記載した発明の一実施例を

原理的に示すスケルトン図、第2図はその発明の他の実施例を示し、エンジン横置きタイプの車両に適するよう配列を変えた例のスケルトン図、第3図は請求項2に記載した発明の一実施例のスケルトン図、第4図はその発明の他の実施例を示し、エンジン横置きタイプの車両に適するよう配列を変えた例のスケルトン図、第5図(A)(B)のそれぞれは第1クラッチ手段の具体例を示す模式図、第6図(A)(B)のそれぞれは第2クラッチ手段の具体例を示す模式図、第7図(A)ないし(D)のそれぞれは第3クラッチ手段の具体例を示す模式図、第8図(A)ないし(G)のそれぞれは第1ブレーキ手段の具体例を示す模式図、第9図(A)ないし(F)のそれぞれは第2ブレーキ手段の具体例を示す模式図、第10図(A)ないし(F)のそれぞれは第3ブレーキ手段の具体例を示す模式図、第11図は請求項1の発明の更に他の実施例を示すスケルトン図、第12図は請求項2の発明の更に他の実施例を示すスケルトン図である。

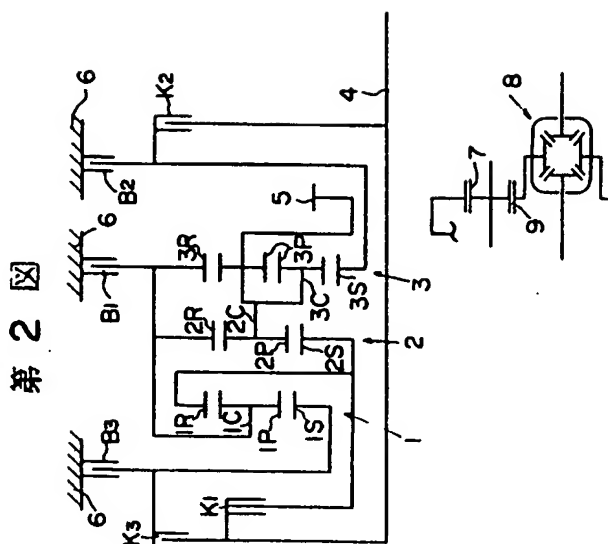
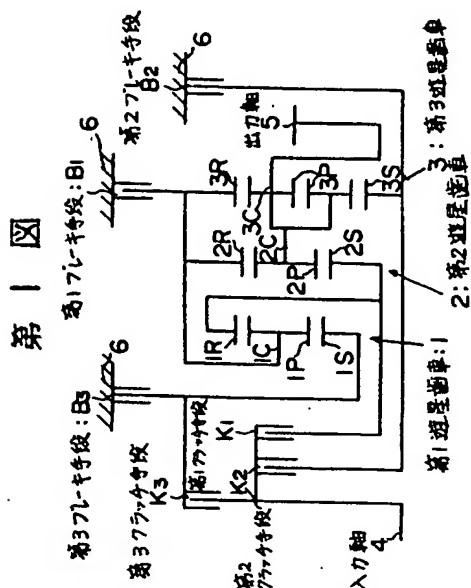
1…第1遊星歯車、 2…第2遊星歯車、 3…第3遊星歯車、 4…入力軸、 5…出力軸、

B1…第1ブレーキ手段、 B2…第2ブレーキ手段、 B3…第3ブレーキ手段、 K1…第1クラッチ手段、 K2…第2クラッチ手段、 K3…第3クラッチ手段。

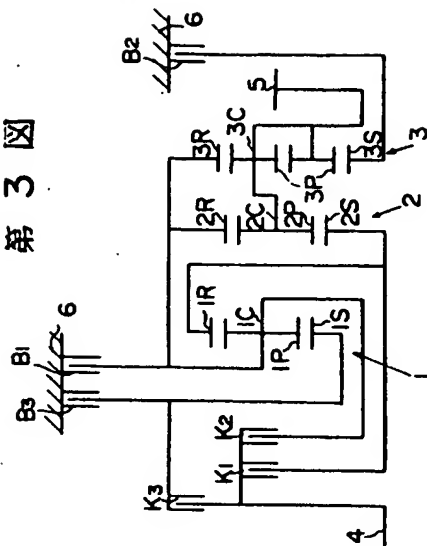
出願人 トヨタ自動車株式会社

代理人 弁理士 豊田 武久

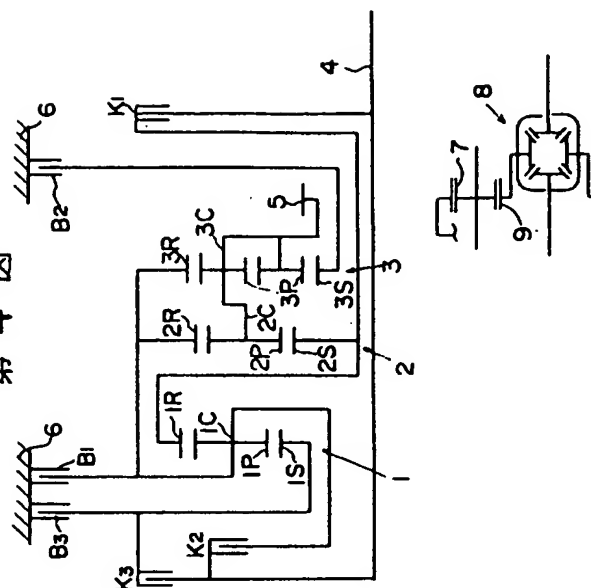
(ほか1名)



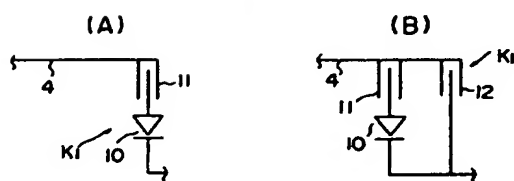
第 3 図



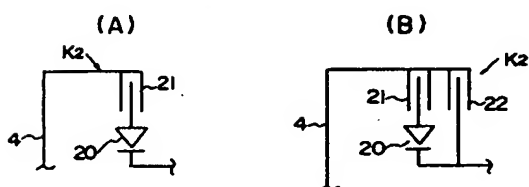
第 4 図



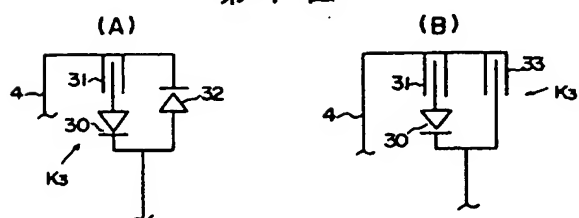
第 5 図



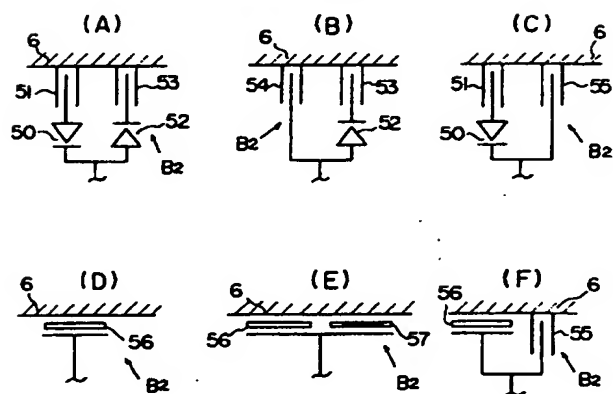
第 6 図



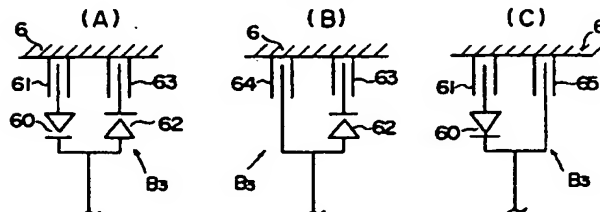
第 7 図



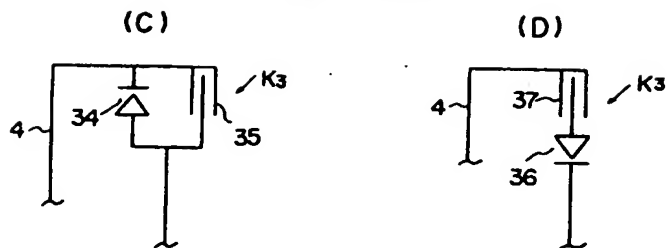
第 9 図



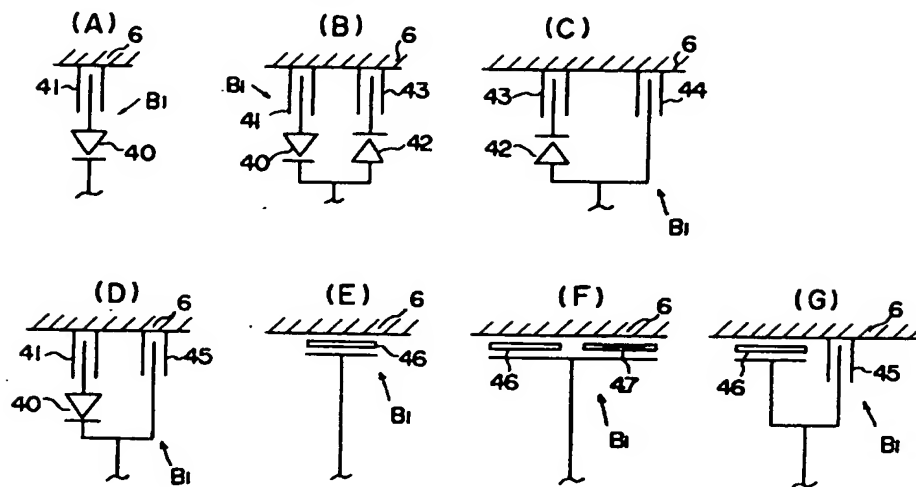
第 10 図



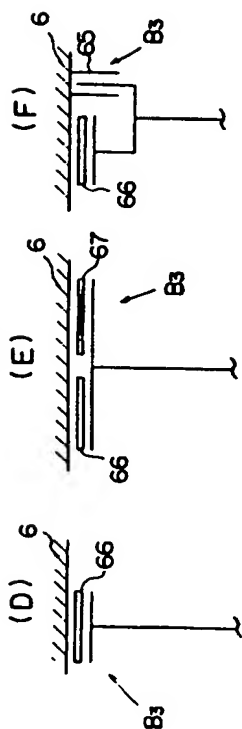
第 7 図



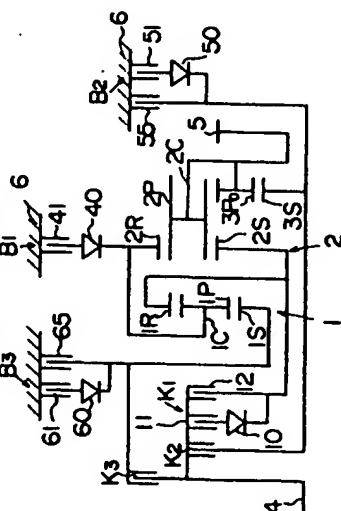
第 8 図



第 10 図



第 11 図



第 12 図

